

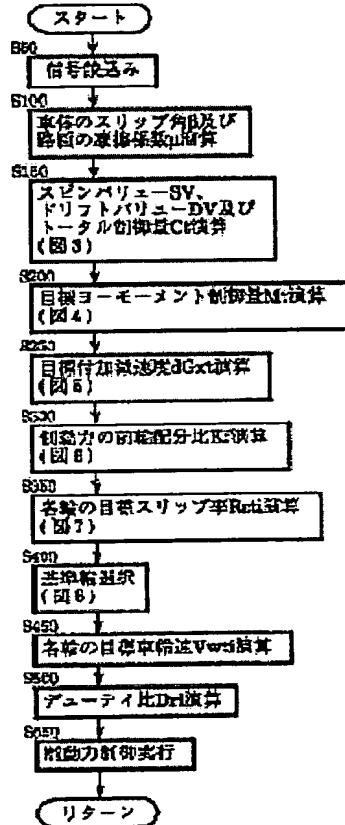
BEHAVIOR CONTROL DEVICE OF VEHICLE

Publication number: JP9193776
Publication date: 1997-07-29
Inventor: FUKADA YOSHIKI
Applicant: TOYOTA MOTOR CORP
Classification:
- international: B60T8/58; B60T8/58; (IPC1-7): B60T8/58
- european:
Application number: JP19960023140 19960116
Priority number(s): JP19960023140 19960116

[Report a data error here](#)

Abstract of JP9193776

PROBLEM TO BE SOLVED: To suitably control the turning behavior of a vehicle even in the status where spin and drift-out are caused at the same time. **SOLUTION:** A behavior control device computes a target controlled variable ML for stabilizing the turning behavior of a vehicle (step 200), and computes the target braking force of each wheel according to the target controlled variable (step 350) to control the braking force of each wheel according to the target braking force (step 400-550). A spin state quantity (SV) and a drift-out state quantity (DV) of the vehicle are detected (step 150), and if both of the spin state quantity and the drift-out state quantity are above the respective designated values, the front and rear wheel distribution ratio Kf, Kr of braking force is computed according to the spin state quantity and the drift-out state quantity (step 300) to correct the target braking force according to the front and rear wheel distribution ratio (step 350).



(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平9-193776

(43)公開日 平成9年(1997)7月29日

(51)Int.Cl.⁶
B 6 0 T 8/58

識別記号 庁内整理番号

F I
B 6 0 T 8/58

技術表示箇所
Z
A

審査請求 未請求 請求項の数4 FD (全19頁)

(21)出願番号

特願平8-23140

(22)出願日

平成8年(1996)1月16日

(71)出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72)発明者 深田 善樹

愛知県豊田市トヨタ町1番地トヨタ自動車
株式会社内

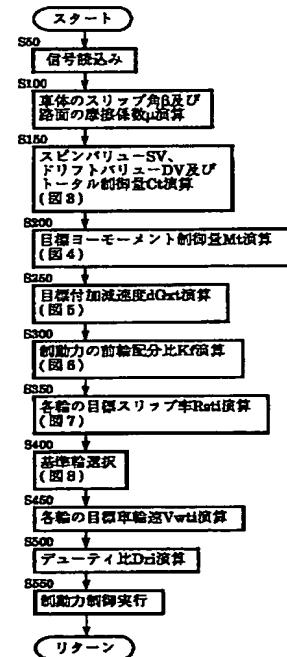
(74)代理人 弁理士 明石 昌毅

(54)【発明の名称】 車両の挙動制御装置

(57)【要約】

【課題】 スピン及びドリフトアウトが同時に発生する状況に於いても車両の旋回挙動を適切に制御する。

【解決手段】 車両の旋回挙動を安定化させるための目標制御量 (M_t) を演算し(ステップ200)、目標制御量に基づき各輪の目標制動力を演算し(ステップ350)、目標制動力に基づき各輪の制動力を制御する(ステップ400～550)。車両の挙動制御装置。車両のスピニ状態量(SV)及びドリフトアウト状態量(DV)を検出し(ステップ150)、スピニ状態量及びドリフトアウト状態量の両者がそれぞれ所定値以上のときにはスピニ状態量及びドリフトアウト状態量に基づき制動力の前後輪配分比Kf、Krを演算し(ステップ300)、前後輪配分比に基づき目標制動力を補正する(ステップ350)。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】車輛の旋回挙動を安定化させるための目標制御量を演算する手段と、前記目標制御量に基づき各輪の目標制動力を演算する手段と、前記目標制動力に基づき各輪の制動力を制御する制動力制御手段とを有する車輛の挙動制御装置に於いて、車輛のスピンドル状態量を検出する手段と、車輛のドリフトアウト状態量を検出する手段と、前記スピンドル状態量及び前記ドリフトアウト状態量の両者がそれぞれ所定値以上のときには前記スピンドル状態量及び前記ドリフトアウト状態量に基づき制動力の前後輪配分比を演算する手段と、前記前後輪配分比に基づき前記目標制動力を補正する手段とを有していることを特徴とする車輛の挙動制御装置。

【請求項 2】請求項 1 の車輛の挙動制御装置に於いて、旋回内輪の支持荷重を検出する手段を有し、前記旋回内輪の支持荷重が小さく且つ前記車輛に旋回補助方向のヨーモーメントを与えるべきときには、旋回外側前後輪の制動力を制御することを特徴とする車輛の挙動制御装置。

【請求項 3】請求項 1 の車輛の挙動制御装置に於いて、運転者の希望する減速度合 G_{xt} を求める手段と、前記減速度合 G_{xt} が高いほど小さくなるよう目標付加減速度 dG_{xt} を演算する手段とを有し、前記目標制動力は前記車輛の旋回挙動を安定化させるための目標ヨーモーメント M_t と前記目標付加減速度 dG_{xt} の線形和として演算され、前記目標付加減速度 dG_{xt} が負であり且つ前記車輛に旋回補助方向のヨーモーメントを与えるべきときには前記目標制動力が旋回内輪を基準輪として演算されるよう旋回内輪の前記目標制動力が 0 に設定されることを特徴とする車輛の挙動制御装置。

【請求項 4】請求項 1 の車輛の挙動制御装置に於いて、前記車輛は少なくとも運転者の駆動力操作に基づき駆動輪の目標駆動力を演算する手段を備え、前記駆動力制御手段は前記目標駆動力と前記目標制動力との線形和に基づき前記駆動輪の制動力を制御することを特徴とする車輛の挙動制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、自動車等の車輛の旋回時に於けるドリフトアウトやスピンドルの如き好ましからざる挙動を抑制し低減する挙動制御装置に係る。

【0002】

【従来の技術】自動車等の車輛の旋回時に於ける挙動を制御する装置の一つとして、例えば特開平 2-109711 号公報に記載されている如く、車体のスリップ角 β 及び車体のスリップ角速度 β_d の線形和に基づき車輛の旋回挙動を推定し、スピンドルが推定されるときには車輛のロール剛性を制御することによりオーバステアを抑制して旋回挙動を安定化させる挙動制御装置が従来より知られている。

【0003】かかる挙動制御装置によれば、スピンドルが推定されるときには車輛のロール剛性が制御されるので、旋回挙動が推定されずロール剛性も制御されない従来の一般的な車輛の場合に比して旋回時の挙動を安定化させることができ、これにより車輛のスピンドルの如き好ましからざる旋回挙動の発生を防止することができる。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】しかし車輛の走行状態によってはスピンドルに加えてドリフトアウトが同時に発生することがある。例えば車体のスリップ角が過大でありこの点に於いて車輛はスピンドルの状態にあるが、車輛の旋回軌跡は目標軌跡に対し外側にありこの点に於いて車輛はドリフトアウトの状態である状況が発生することがある。上記公報に記載された従来の挙動制御装置に於ては、車体のスリップ角及び車体のスリップ角速度の線形和に基づき車輛の旋回挙動が推定されるので、スピンドル及びドリフトアウトが同時に発生する状況に適切に対処することができない。

【0005】本発明は、従来の挙動制御装置に於ける上述の如き問題に鑑みてなされたものであり、本発明の主要な課題は、スピンドル及びドリフトアウトが同時に発生する状況に於いてはこれらの程度に応じて制動力の前後輪配分比を最適化することにより、スピンドル及びドリフトアウトが同時に発生する状況に於いても車輛の旋回挙動を適切に制御することである。

【0006】

【課題を解決するための手段】上述の如き主要な課題は、本発明によれば、請求項 1 の構成、即ち車輛の旋回挙動を安定化させるための目標制御量を演算する手段と、前記目標制御量に基づき各輪の目標制動力を演算する手段と、前記目標制動力に基づき各輪の制動力を制御する制動力制御手段とを有する車輛の挙動制御装置に於いて、車輛のスピンドル状態量を検出する手段と、車輛のドリフトアウト状態量を検出する手段と、前記スピンドル状態量及び前記ドリフトアウト状態量の両者がそれぞれ所定値以上のときには前記スピンドル状態量及び前記ドリフトアウト状態量に基づき制動力の前後輪配分比を演算する手段と、前記前後輪配分比に基づき前記目標制動力を補正する手段とを有していることを特徴とする車輛の挙動制御装置によって達成される。

【0007】請求項 1 の構成によれば、スピンドル状態量及びドリフトアウト状態量の両者がそれぞれ所定値以上のときにはスピンドル状態量及びドリフトアウト状態量に基づき制動力の前後輪配分比が演算され、前後輪配分比に基づき目標制動力が補正され、補正された目標制動力に基づき各輪の制動力が制御されるので、スピンドル又はドリフトアウトが単独で発生する状況は勿論のこと、これらが同時に発生する状況に於いても車輛の旋回挙動が適切に制御される。

【0008】また本発明によれば、上述の主要な課題を

効果的に達成すべく、請求項1の構成に於いて、旋回内輪の支持荷重を検出する手段を有し、前記旋回内輪の支持荷重が小さく且つ前記車両に旋回補助方向のヨーモーメントを与えるべきときには、旋回外側前後輪の制動力を制御するよう構成される（請求項2の構成）。

【0009】一般に車両に旋回補助方向のヨーモーメントが与えられる必要があるときには、旋回内輪に制動力を付与することが効果的であるが、旋回内輪の支持荷重が小さいときには旋回内輪の制動圧を高くしても旋回内輪は十分な制動力を発生することができない。請求項2の構成によれば、旋回内輪の支持荷重が小さく且つ車両に旋回補助方向のヨーモーメントを与えるべきときには、旋回外側前後輪の制動力が制御されることにより所要のヨーモーメントが車両に与えられるので、旋回内輪の支持荷重が小さくても車両の旋回挙動が確実に安定化される。

【0010】また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、請求項1の構成に於いて、運転者の希望する減速度合Gxtを求める手段と、前記減速度合Gxtが高いほど小さくなるよう目標付加減速度dGxtを演算する手段とを有し、前記目標制動力は前記車両の旋回挙動を安定化させるための目標ヨーモーメントMtと前記目標付加減速度dGxtとの線形和として演算され、前記目標付加減速度dGxtが負であり且つ前記車両に旋回補助方向のヨーモーメントを与えるべきときには前記目標制動力が旋回内輪を基準輪として演算されるよう旋回内輪の前記目標制動力が0に設定されるよう構成される（請求項3の構成）。

【0011】この構成によれば、運転者の希望する減速度合Gxtが高いほど小さくなるよう目標付加減速度dGxtが演算され、制動手段は目標ヨーモーメントMtと目標付加減速度dGxtとの線形和に応じて制御されるので、運転者の希望する減速を達成しつつ、運転者の希望する減速度合が高い場合に各輪の制動力が過剰になって車輪の横力が低下することに起因する挙動の悪化が確実に防止され、また目標付加減速度dGxtが負であり且つ車両に旋回補助方向のヨーモーメントを与えるべきときには、換言すれば車両に旋回補助方向のヨーモーメントが与えられるべき状況に於いて制動圧が運転者により減圧されるときには、目標制動力は旋回内輪を基準輪として演算され、これにより各輪の制動力が低減されると共に旋回外輪の制動力が旋回内輪の制動力よりも小さくされるので、運転者の希望する減速を達成しつつ旋回挙動を安定化させることが可能になる。

【0012】本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、請求項1の構成に於いて、前記車両は少なくとも運転者の駆動力操作に基づき駆動輪の目標駆動力を演算する手段を備え、前記駆動力制御手段は前記目標駆動力と前記目標制動力との線形和に基づき前記駆動輪の制動力を制御するよう構成される（請求項4の構

成）。

【0013】一般に運転者により駆動輪の駆動力の制御が行われている状況に於いて旋回挙動制御による制動力が駆動輪に与えられると、旋回挙動制御の開始時より急に加速不能となり、運転者は加速したいという意思が反映しないことに対する不満感を覚える。請求項4の構成によれば、運転者により駆動輪の駆動力が操作されているときには目標駆動力と目標制動力との線形和に基づき駆動輪の制動力が制御されるので、旋回挙動制御が開始時しても駆動輪の車輪速が急に低下して加速不能になることがなく、これにより運転者が加速できないことに対し不満感を覚えることがなくなる。

【0014】

【課題解決手段の好ましい態様】本発明の一つの好ましい態様によれば、請求項1の構成に於いて、目標制御量を演算する手段は後輪のスリップ角 β_r を求める手段と、後輪のスリップ角速度 β_{rd} に対応する物理量 β_d を求める手段とを有し、運転者の希望する旋回度合により定まる後輪の目標スリップ角 β_{rt} を求める手段と有し、スリップ角 β_r 及び物理量 β_d に基づき後輪のスリップ角 β_r を目標スリップ角 β_{rt} とするための目標ヨーモーメントMtとして前記目標制御量を演算するよう構成される（好ましい態様1）。

【0015】この構成によれば、運転者の希望する旋回度合により定まる後輪の目標スリップ角 β_{rt} が求められ、目標ヨーモーメントMtが後輪のスリップ角 β_r 及び後輪のスリップ角速度 β_{rd} に対応する物理量 β_d に基づき後輪のスリップ角 β_r を目標スリップ角 β_{rt} とするためのヨーモーメントのPD制御量として演算され、後輪のスリップ角を目標スリップ角とするヨーモーメントが車両に与えられるよう各輪の制動力が制御されるので、スピナ又はドリフトアウトが単独で発生する状況は勿論のこと、これらが同時に発生する状況に於いても車両の旋回挙動が適切に制御される。

【0016】例えば車両がドリフトアウト状態にあるときには後輪のスリップ角 β_r が目標スリップ角 β_{rt} よりも小さくなり、ドリフトアウト状態が増大するときには後輪のスリップ角速度 β_{rd} に対応する物理量 β_d も負の値になる。かかる状況に於いては車両に与えられるヨーモーメントは車両の旋回を補助する方向のヨーモーメントになるので、ドリフトアウト状態が確実に抑制される。

【0017】また車両がスピナ状態にあるときには後輪のスリップ角 β_r が目標スリップ角 β_{rt} よりも大きくなり、スピナ状態が増大するときには物理量 β_d も正の値になる。かかる状況に於いては車両に与えられるヨーモーメントは車両の旋回を補助する方向とは反対の方向のヨーモーメント（アンチスピナモーメント）になるので、スピナ状態が効果的に抑制される。

【0018】更に車両がスピナ状態にあり且つドリフト

アウト状態にあるときにはそれらの状態の何れの程度が大きいかに応じて車両に与えられるヨーモーメントの方向が適宜に制御され、また二つの状態の程度が車両の旋回中に相互に入れ代わる場合にもその変化に応じてヨーモーメントの方向が逆になるよう適宜に制御される。従ってスピニ状態及びドリフトアウト状態が同時に発生しても車両の旋回挙動が確実に安定になるよう制御される。

【0019】また本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様1の構成に於いて、目標ヨーモーメント M_t は少なくとも後輪のスリップ角 β_r と目標スリップ角 β_{rt} との偏差に応じて演算されるよう構成される（好ましい態様2）。この構成によれば、目標ヨーモーメント M_t は少なくとも後輪のスリップ角 β_r と目標スリップ角 β_{rt} との偏差に応じて演算されるので、後輪のスリップ角と目標スリップ角との偏差に応じて適正なヨーモーメントが車両に与えられ、これにより車両の旋回挙動が確実に安定化される。

【0020】また本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様1の構成に於いて、車両の旋回挙動の不安定度合を検出する手段と、不安定度合が高いほど目標ヨーモーメント M_t を大きくする手段とを有するよう構成される（好ましい態様3）。この構成によれば、車両の旋回挙動の不安定度合が高いほど目標ヨーモーメント M_t が大きくなるので、車両の旋回挙動の不安定度合が高いほど車両に与えられるヨーモーメントが大きくなり、これにより旋回挙動の不安定度合が高い場合にも車両の旋回挙動が確実に安定化される。

【0021】また一般に後輪の限界スリップ角（それ以上スリップ角が大きくなると車両の挙動が極端に悪化するスリップ角）は路面の摩擦係数の如き車両の走行状態に応じて変化するので、目標スリップ角 β_{rt} には車両の走行状態に応じて上限が設定されることが好ましい。

【0022】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、この点を考慮して上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記好ましい態様1の構成に於いて、車両の走行状態に応じて目標スリップ角 β_{rt} の上限を設定する手段を有するよう構成される（好ましい態様4）。この構成によれば、車両の走行状態に応じて目標スリップ角 β_{rt} の上限が設定されるので、目標ヨーモーメント M_t が過大になることに起因して車両の挙動が却って悪化することが確実に防止される。

【0023】また本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様1の構成に於いて、舵角速度を検出する手段と、舵角速度が高いほど目標スリップ角 β_{rt} の位相進みを大きくする手段とを有するよう構成される（好ましい態様5）。

【0024】上述の如く後輪の目標スリップ角 β_{rt} は運転者の希望する旋回度合、例えば前輪のスリップ角や操舵角に応じて求められるが、舵角速度が高くなると後輪

の制動力の制御に遅れが生じ易くなる。これに対し好ましい態様5の構成によれば、舵角速度が検出され、舵角速度が高いほど目標スリップ角 β_{rt} の位相進みが大きくなるので、舵角速度が高い場合にも応答遅れなく各輪の制動力が制御され、これにより車両の旋回挙動が効果的に制御される。

【0025】また本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様3の構成に於いて、車両の旋回挙動の不安定度合を検出する手段は不安定度合として少なくとも車両のスピニ状態量を検出し、スピニ状態量の検出は車両の線形理論により推定される車体のスリップ角が零である位置近傍に於ける車体のスリップ角の最小値 β_s に基づいて行われるよう構成される（好ましい態様6）。

【0026】この構成によれば、車両の旋回挙動の不安定度合として少なくとも車両のスピニ状態量が検出され、スピニ状態量の検出は車両の線形理論により推定される車体のスリップ角が零である位置近傍に於ける車体のスリップ角の最小値 β_s に基づいて行われるので、例えば車両の重心に於ける車体のスリップ角に基づきスピニ状態量が検出される場合に比して車両の旋回挙動の不安定度合が正確に求められ、これにより目標ヨーモーメント M_t が正確に演算される。

【0027】また本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様3の構成に於いて、車体の実ヨーレートと車体の基準ヨーレートとの偏差を求める手段を有し、車両の旋回挙動の不安定度合を検出する手段は不安定度合として少なくとも車両のスピニ状態量を検出し、目標ヨーモーメント M_t はスリップ角 β_r 及び物理量 β_d に基づく第一の成分 M_1 とヨーレートの偏差に基づく第二の成分 M_2 との線形和として演算され、スピニ状態量が低いほど第二の成分の重みが大きくなるので、スピニ度合が高いときには第一の成分の重みが相対的に高くなつてスピニが効果的に抑制され、逆にドリフトアウトの度合が高いときには後輪のスリップ角の推定誤差の影響を受け易い第一の成分の重みが相対的に低減されると共にドリフトアウトを効果的に制御し得る第二の成分の重みが相対的に高くされ、これにより車両がドリフトアウト状態よりスピニ状態へ変化する場合やこの逆の場合にも車両の旋回挙動の制御が円滑に行われる。

【0028】この構成によれば、目標ヨーモーメント M_t はスリップ角 β_r 及び物理量 β_d に基づく第一の成分 M_1 と車体の実ヨーレートと車体の基準ヨーレートとの偏差に基づく第二の成分 M_2 との線形和として演算され、スピニ状態量が低いほど第二の成分の重みが大きくなるので、スピニ度合が高いときには第一の成分の重みが相対的に高くなつてスピニが効果的に抑制され、逆にドリフトアウトの度合が高いときには後輪のスリップ角の推定誤差の影響を受け易い第一の成分の重みが相対的に低減されると共にドリフトアウトを効果的に制御し得る第二の成分の重みが相対的に高くされ、これにより車両がドリフトアウト状態よりスピニ状態へ変化する場合やこの逆の場合にも車両の旋回挙動の制御が円滑に行われる。

【0029】本発明の更に他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様1の構成に於いて、後輪の目標

スリップ角 β_{rt} は前輪の舵角、前輪のスリップ角、車輛の基準ヨーレートと実ヨーレートとの偏差に基づくドリフトアウト状態量の何れかに応じて求められる。この構成によれば、後輪の目標スリップ角 β_{rt} が確実に運転者の希望する旋回度合に応じて求められる。

【0030】また本発明の更に他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様2の構成に於いて、後輪のスリップ角 β_r とその微分値 β_{rd} との線形和が後輪の目標スリップ角 β_{rt} より大きいときには、後輪のスリップ角 β_r と目標スリップ角 β_{rt} の偏差に基づく目標ヨーモーメント M_t の演算係数が大きく設定される。この構成によれば、後輪のスリップ角がその限界値を越えることにより車輛の挙動が急激に不安定になる虞れが低減される。

【0031】また本発明の更に他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様3の構成に於いて、車輛の旋回挙動の不安定度合を検出する手段は少なくとも車体のスリップ角 β に基づく車輛のスピンドル状態量と、車輛の基準ヨーレートと実ヨーレートとの偏差に基づくドリフトアウト状態量とを検出し、これらの状態量の和又はこれらの状態量の大きい方の値として旋回挙動の不安定度合を求めるよう構成される。

【0032】また本発明の更に他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様4の構成に於いて、目標スリップ角 β_{rt} の上限は少なくとも路面の摩擦係数に応じて設定される。この構成によれば、路面の摩擦係数が低い場合にも目標ヨーモーメント M_t に基づく各輪の制動力の制御によって車輛の挙動が却って悪化することが確実に防止される。

【0033】また本発明の更に他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様6の構成に於いて、車輛の旋回挙動の不安定度合を検出する手段と、不安定度合が高いほど目標付加減速度 dG_{xt} を大きくする手段とを有するよう構成される。この構成によれば、車輛の旋回挙動の不安定度合が高いほど車輛の減速度合が大きくなり、これにより旋回挙動の不安定度合が高い場合にも車輛の旋回挙動が更に一層確実に安定化される。

【0034】

【発明の実施の形態】以下に添付の図を参照しつつ、本発明を実施形態について詳細に説明する。

【0035】図1は本発明による制動装置の一つの実施形態の油圧回路及び電気式制御装置を示す概略構成図である。

【0036】図1に於て、制動装置10は運転者によるブレーキペダル12の踏み込み操作に応答してブレーキオイルを第一及び第二のポートより圧送するマスターシリンダ14と、マスターシリンダ内のオイル圧力に対応する圧力（レギュレータ圧）にブレーキオイルを増圧するハイドロブースタ16とを有している。マスターシリンダ14の第一のポートは前輪用のブレーキ油圧制御導管18

により左右前輪用のブレーキ油圧制御装置20及び22に接続され、第二のポートは途中にプロポーショナルバルブ24を有する後輪用のブレーキ油圧制御導管26により左右後輪用の3ポート2位置切換え型の電磁式の制御弁28に接続されている。制御弁28は導管30により左後輪用のブレーキ油圧制御装置32及び右後輪用のブレーキ油圧制御装置34に接続されている。

【0037】また制動装置10はリザーバ36に貯容されたブレーキオイルを汲み上げ高圧のオイルとして高圧導管38へ供給するオイルポンプ40を有している。高圧導管38はハイドロブースタ16に接続されると共に、前輪用の切換弁42及び後輪用の切換弁44に接続されており、高圧導管38の途中にはオイルポンプ40より吐出される高圧のオイルをアキュムレータ圧として蓄圧するアキュムレータ46が接続されている。図示の如く切換弁42及び44も3ポート2位置切換え型の電磁式の切換弁である。

【0038】左右前輪用のブレーキ油圧制御装置20及び22はそれぞれ対応する車輪に対する制動力を制御するホイールシリンダ48FL及び48FRと、3ポート2位置切換え型の電磁式の制御弁50FL及び50FRと、リザーバ36に接続されたリターン通路としての低圧導管52とハイドロブースタ16の吐出ポートとの間に接続されたレギュレータ圧供給導管53の途中に設けられた常開型の電磁式の開閉弁54FL及び54FR及び常閉型の電磁式の開閉弁56FL及び56FRとを有している。それぞれ開閉弁54FL、54FRと開閉弁56FL、56FRとの間のレギュレータ圧供給導管53は接続導管58FL、58FRにより制御弁50FL、50FRに接続されている。

【0039】左右後輪用のブレーキ油圧制御装置32、34は制御弁28と低圧導管52との間に導管30の途中に設けられた常開型の電磁式の開閉弁60RL、60RR及び常閉型の電磁式の開閉弁62RL、62RRと、それぞれ対応する車輪に対する制動力を制御するホイールシリンダ64RL、64RRとを有し、ホイールシリンダ64RL、64RRはそれぞれ接続導管66RL、66RRにより開閉弁60RL、60RRと開閉弁62RL、62RRとの間の導管30に接続されている。

【0040】制御弁50FL及び50FRはそれぞれ前輪用のブレーキ油圧制御導管18とホイールシリンダ48FL及び48FRとを連通接続し且つホイールシリンダ48FL及び48FRと接続導管58FL及び58FRとの連通を遮断する図示の第一の位置と、ブレーキ油圧制御導管18とホイールシリンダ48FL及び48FRとの連通を遮断し且つホイールシリンダ48FL及び48FRと接続導管58FL及び58FRとの連通接続する第二の位置とに切替わるようになっている。

【0041】レギュレータ圧供給導管53と左右後輪用制御弁28との間には左右後輪用のレギュレータ圧供給導管68が接続されており、制御弁28はそれぞれ後輪

用のブレーキ油圧制御導管 26と開閉弁 60RL、60RRとを連通接続し且つ開閉弁 60RL、60RRとレギュレータ圧供給導管 68との連通を遮断する図示の第一の位置と、ブレーキ油圧制御導管 26と開閉弁 60RL、60RRとの連通を遮断し且つ開閉弁 60RL、60RRとレギュレータ圧供給導管 68とを連通接続する第二の位置とに切替わるようになっている。

【0042】制御弁 50FL、50FR、28はマスタシリングダ圧遮断弁として機能し、これらの制御弁が図示の第一の位置にあるときにはホイールシリング 48FL、48FR、64RL、64RRが導管 18、26と連通接続され、各ホイールシリングへマスタシリング圧が供給されることにより、各輪の制動力が運転者によるブレーキペダル 12の踏み込み量に応じて制御され、制御弁 50FL、50FR、28が第二の位置にあるときには各ホイールシリングはマスタシリングダ圧より遮断される。

【0043】また切換弁 42及び44はホイールシリング 48FL、48FR、64RL、64RRへ供給される油圧をアキュムレータ圧とレギュレータ圧との間に切換える機能を果し、制御弁 50FL、50FR、28が第二の位置に切換えられ且つ開閉弁 54FL、54FR、60RL、60RR及び開閉弁 56FL、56FR、62RL、62RRが図示の位置にある状態にて切換弁 42及び44が図示の第一の位置に維持されるときには、ホイールシリング 48FL、48FR、64RL、64RRへレギュレータ圧が供給されることにより各ホイールシリング内の圧力がレギュレータ圧にて制御され、これによりブレーキペダル 12の踏み込み量及び他の車輪の制動圧に拘わりなくその車輪の制動圧がレギュレータ圧による増圧モードにて制御される。

【0044】尚各弁がレギュレータ圧による増圧モードに切換え設定されても、ホイールシリング内の圧力がレギュレータ圧よりも高いときには、ホイールシリング内のオイルが逆流し、制御モードが増圧モードであるにも拘らず実際の制動圧は低下する。

【0045】また制御弁 50FL、50FR、28が第二の位置に切換えられ且つ開閉弁 54FL、54FR、60RL、60RR及び開閉弁 56FL、56FR、62RL、62RRが図示の位置にある状態にて切換弁 42及び44が第二の位置に切換えられると、ホイールシリング 48FL、48FR、64RL、64RRへアキュムレータ圧が供給されることにより各ホイールシリング内の圧力がレギュレータ圧よりも高いアキュムレータ圧にて制御され、これによりブレーキペダル 12の踏み込み量及び他の車輪の制動圧に拘わりなくその車輪の制動圧がアキュムレータ圧による増圧モードにて制御される。

【0046】更に制御弁 50FL、50FR、28が第二の位置に切換えられた状態にて開閉弁 54FL、54FR、60RL、60RRが第二の位置に切換えられ、開閉弁 56FL、56FR、62RL、62RRが図示の状態に制御される

と、切換弁 42及び44の位置に拘らず各ホイールシリング内の圧力が保持され、制御弁 50FL、50FR、28が第二の位置に切換えられた状態にて開閉弁 54FL、54FR、60RL、60RR及び開閉弁 56FL、56FR、62RL、62RRが第二の位置に切換えられると、切換弁 42及び44の位置に拘らず各ホイールシリング内の圧力が減圧され、これによりブレーキペダル 12の踏み込み量及び他の車輪の制動圧に拘わりなくその車輪の制動圧が減圧モードにて制御される。

【0047】切換弁 42及び44、制御弁 50FL、50FR、28、開閉弁 54FL、54FR、60RL、60RR及び開閉弁 56FL、56FR、62RL、62RRは後に詳細に説明する如く電気式制御装置 70により制御される。電気式制御装置 70はマイクロコンピュータ 72と駆動回路 74とよりなっており、マイクロコンピュータ 72は図1には詳細に示されていないが例えば中央処理ユニット (CPU) と、リードオンリーメモリ (ROM) と、ランダムアクセスメモリ (RAM) と、入出力ポート装置とを有し、これらが双方向性のコモンバスにより互いに接続された一般的な構成のものであってよい。

【0048】マイクロコンピュータ 72の入出力ポート装置には車速センサ 76より車速Vを示す信号、実質的に車体の重心に設けられた横加速度センサ 78より車体の横加速度Gyを示す信号、ヨーレートセンサ 80より車体のヨーレート $\dot{\gamma}$ を示す信号、操舵角センサ 82より操舵角 θ を示す信号、実質的に車体の重心に設けられた前後加速度センサ 84より車体の前後加速度Gxを示す信号、車輪速センサ 86FL～86RRよりそれぞれ左右前輪及び左右後輪の車輪速(周速)Vwi ($i=fl, fr, r, rr$)を示す信号が入力されるようになっている。尚横加速度センサ 78及びヨーレートセンサ 80等は車両の左旋回方向を正として横加速度等を検出し、前後加速度センサ 84は車両の加速方向を正として前後加速度を検出するようになっている。

【0049】またマイクロコンピュータ 72のROMは後述の如く種々の制御フロー及びマップを記憶しており、CPUは上述の種々のセンサにより検出されたパラメータに基づき後述の如く種々の演算を行い、車両の旋回挙動を判定すると共に、車両の旋回挙動を安定化させるための各車輪の目標制動力を演算し、その演算結果に基づき各車輪の制動力を制御するようになっている。

【0050】尚図1には示されていないが、マイクロコンピュータ 72にはトラクションコントロール (TRC) 装置よりトラクションコントロールの制御指令信号、エンジンのスロットル開度を検出するセンサよりスロットル開度 ϕ を示す信号、マスタシリングダ 14内の圧力を検出する圧力センサより制動油圧Pbを示す信号が入力されるようになっており、電気式制御装置 70はトラクションコントロール装置よりの指令信号に基づき必要に応じて後輪の制動力を制御するようになっている。

【0051】次に図2に示されたゼネラルフローチャートを参照して車両の挙動制御の概要について説明する。尚図2に示されたフローチャートによる制御は図には示されていないイグニッシュンスイッチの閉成により開始され、所定の時間毎に繰返し実行される。

【0052】まずステップ50に於いては車速センサ76により検出された車速Vを示す信号等の読み込みが行われ、ステップ100に於いては横加速度Gyと車速V及びヨーレート γ の積 $V * \gamma$ との偏差 $Gy - V * \gamma$ として横加速度の偏差、即ち車両の横すべり加速度Vyが演算され、この横加速度の偏差Vyが積分されることにより車体の横すべり速度Vyが演算され、車体の前後速度Vx(=車速V)に対する車体の横すべり速度Vyの比 Vy / Vx として車両の重心に於ける車体のスリップ角 β が演算される。またgを重力加速度として例えば下記の数1に従って車輪に対する路面の摩擦係数 μ が推定演算される。尚車体のスリップ角 β 及び車両の横すべり加速度Vyが測定値であってもよい。

$$[\text{数1}] \mu = (Gx2 + Gy2)^{1/2} / g$$

【0053】ステップ150に於いては後述の如く図3に示されたフローチャートに従って車両のスピンドルの度合を示すスピンドルリュースV及び車両のドリフトアウトの度合を示すドリフトリュードVが演算され、これらに基づきそれぞれスピンドル制御量Cs及びドリフト制御量Cdが演算され、これら制御量の和としてトータル制御量Ctが演算される。

【0054】ステップ200に於いては図4に示されたフローチャートに従って目標ヨーモーメント制御量Mtが演算され、ステップ250に於いては図5に示されたフローチャートに従って目標付加減速度dGxtが演算され、ステップ300に於いては図6に示されたフローチャートに従って制動力の前輪配分比Kf($0 < Kf < 1$)が演算される。

【0055】ステップ350に於いては図7に示されたフローチャートに従って目標ヨーモーメント制御量Mt、目標付加減速度dGxt及び制動力の前輪配分比Kfに基づき各輪の目標スリップ率Rstiが演算され、ステップ400に於いては図8に示されたフローチャートに従って各輪の制動力を制御するための基準輪、即ち非制御輪が選択される。

【0056】ステップ450に於いてはVbをステップ400に於いて選択された基準輪の車輪速として下記の数2に従って各輪の目標車輪速Vwtiが演算される。

$$[\text{数2}] Vwti = Vb * (1 - Rsti)$$

【0057】ステップ500に於いては各輪のデューティ比Driが下記の数3に従って演算される。尚下記の数3に於いて、Kp及びKdは車輪速フィードバック制御に於ける比例項及び微分項の比例定数である。

$$[\text{数3}] Dri = Kp * (Vwi - Vwti) + Kd * d(Vwi - Vwti) / dt$$

【0058】ステップ550に於いては各輪の制御弁50FL～50RRに対し制御信号が outputされることによってその制御弁が第二の位置に切換え設定されると共に、同じく各輪の開閉弁に対しデューティ比Driに対応する制御信号が outputされることによりホイールシリング4FL～4RRに対するアクチュエータ圧の給排が制御され、これにより各輪の制動圧が制御される。

【0059】この場合デューティ比Driが負の基準値と正の基準値との間の値であるときには上流側の開閉弁が第二の位置に切換え設定され且つ下流側の開閉弁が第一の位置に保持されることにより、対応するホイールシリング内の圧力が保持され、デューティ比が正の基準値以上のときは上流側及び下流側の開閉弁が図1に示された位置に制御されることにより、対応するホイールシリングへアクチュエータ圧が供給されることによって該ホイールシリング内の圧力が増圧され、デューティ比が負の基準値以下であるときは上流側及び下流側の開閉弁が第二の位置に切換え設定されることにより、対応するホイールシリング内のブレーキオイルが低圧導管52へ排出され、これにより該ホイールシリング内の圧力が減圧される。

【0060】次に図3に示されたフローチャートを参照してスピンドルリュースV、ドリフトリュードV、トータル制御量Ctの演算ルーチンについて説明する。

【0061】まずステップ152に於いてはMを車両の質量とし、図2に示されている如くHをホイールペースとし、Lf及びLrをそれぞれ車両の重心Pgと車両の前輪車軸100及び後輪車軸102との間の距離とし、Crを後輪のコーナリングパワーとして下記の数4に従って線形理論に於いて車体のスリップ角が0になる位置Poまでの車両の重心Pgからの前後方向の距離Zp(車両後方が正)が演算される。

$$[\text{数4}] Zp = Lr * \{ 1 - (2^{1/2} M * Lf * V^2) / (H * Lr * Cr) \}$$

【0062】ステップ154に於いては下記の数5に従って位置Poより $Lp / 2$ (Lpは正の定数)の範囲内に於いて車体のスリップ角が最小値になる位置までの車両の重心Pgからの前後方向の距離 α が演算される。

【数5】

$$\alpha = Zp + Lp * H * (-V * \beta / \gamma - Zp) / Lp$$

【0063】尚距離 α は、図2に示されたグラフ、即ち $-V * \beta / \gamma$ を横軸とし α を縦軸とする直交座標に於いて、直線状の傾斜部が原点を通り傾きが1である直線に沿って延在し、上限及び下限がそれぞれ $Zp + Lp / 2$ 、 $Zp - Lp / 2$ であるグラフに対応するマップよりも演算されてもよい。

【0064】ステップ156に於いては下記の数6に従って車両の重心Pgより距離 α の位置に於ける車体のスリップ角 β_s が演算される。

$$[\text{数6}] \beta_s = \beta + \alpha * \gamma / V$$

【0065】ステップ158に於いては上述のステップ50に於いて演算された車体のスリップ角 β 、車輛の横すべり加速度 V_{yd} 等に基づき K_s を正の定数として下記の数7に従ってスピニバリューSVが演算される。

$$【数7】 SV = \beta_s + K_s * \gamma / V_{yd}$$

【0066】尚それぞれ数6及び数7の演算に供される車輛の重心に於ける車体のスリップ角 β 及び車輛の横すべり加速度 V_{yd} は上述のステップ50に於いて演算された値であつてよいが、これらは測定値であつてもよい。

【0067】ステップ160に於いては K_h をスタビリティファクタとして下記の数8に従って目標ヨーレート γ_c が演算されると共に、Tを時定数とし s をラプラス演算子として下記の数9に従って基準ヨーレート γ_t が演算される。

$$【数8】 \gamma_c = V * \theta / (1 + K_h * V^2) * H$$

$$【数9】 \gamma_t = \gamma_c / (1 + T * s)$$

【0068】ステップ162に於いては下記の数10又は数11に従ってドリフトバリューDVが演算される。

$$【数10】 DV = H * (1 + K_h * V^2) * (\gamma_t - \gamma) / V - \beta_s$$

$$【数11】 DV = H * (\gamma_t - \gamma) / V$$

【0069】尚ドリフトバリューDVは前輪のスリップ角 β_f に設定されてもよいが、基準ヨーレート γ_t は実ヨーレート γ よりできるだけ乖離しないよう数8及び数9に従って演算されるので、ドリフトバリューが前輪のスリップ角 β_f に設定される場合に比して不必要的制動御を低減することができる。

【0070】ステップ164に於いてはスピニバリューSVの絶対値に基づき図9に示されたグラフに対応するマップよりスピニ制御量 C_s が演算され、同様にステップ166に於いてはドリフトバリューDVの絶対値に基づき図10に示されたグラフに対応するマップよりドリフト制御量 C_d が演算され、ステップ168に於いてはスピニ制御量 C_s とドリフト制御量 C_d との和としてトータル制御量 C_t が演算される。

【0071】尚トータル制御量 C_t は下記の数12に従って演算されてもよく、また数13に従って C_s 及び C_d の大きい方の値に設定されてもよい。

$$【数12】 C_t = C_s + C_d - C_s * C_t$$

$$【数13】 C_t = C_s \quad (C_s > C_d)$$

$$C_t = C_d \quad (C_d > C_s)$$

【0072】次に図4に示されたフローチャートを参照して目標ヨーモーメント制御量 M_t 演算ルーチンについて説明する。

【0073】まずステップ202に於いてはトラクションコントロール中であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ204に於いて限界後輪スリップ角の演算基準値 β_{rlb} が下記の数14に従って演算され、肯定判別が行われたときにはステップ206に於いて基準値 β_{rlb} が下記の数15に従って演算され

る。尚下記の数11及び数12に於いて a_1 、 a_2 及び b_1 及び b_2 はそれぞれ正の定数であり、 $a_1 > a_2$ 、 $b_1 > b_2$ である。

【0074】

$$【数14】 \beta_{rlb} = a_1 * \mu + b_1$$

$$【数15】 \beta_{rlb} = a_2 * \mu + b_2$$

【0075】尚タイヤの特性を考えると限界後輪スリップ角の演算基準値 β_{rlb} は路面の摩擦係数 μ に比例するが、路面の摩擦係数の推定精度に限界があること、及び路面の摩擦係数が低い場合にも車輛の旋回時に若干多めのスリップ角がついた方が車輛の乗員に安心感が与えられる等の理由から、上記数14及び数15に於いて b_1 及び b_2 が正の定数として設定される。

【0076】ステップ208に於いては周知の要領にて制動油圧 P_b 、エンジンの吸入空気量等に基づき後輪の制動駆動トルク T_r が推定演算されると共に、図11に示されたグラフに対応するマップより係数 K_t が演算され、ステップ210に於いては下記の数16に従って限界後輪スリップ角 β_{rl} が演算される。尚図11のグラフに於いて T_{rl} は路面の摩擦係数及び後輪の接地荷重に比例する後輪の制駆動トルクの上限値である。

$$【数16】 \beta_{rl} = K_t * \beta_{rlb}$$

【0077】ステップ212に於いては N_{sg} をステアリングギア比として前輪のスリップ角 β_f が下記の数17に従って演算され、また前輪の実舵角速度 δ_{fd} が前輪の実舵角 δ_f ($= \theta / N_{sg}$) の微分値として演算され、更には T_s を位相進みの時定数として下記の数18に従って後輪の目標スリップ角 β_{rt} を演算するための基準値 β_{fs} が演算される。尚基準値 β_{fs} は下記の数19に従って演算されてもよい。

【0078】

$$【数17】 \beta_f = \beta + L_a * \gamma / V - \theta / N_{sg}$$

$$【数18】 \beta_{fs} = \beta_f + T_s * \delta_{fd}$$

$$【数19】 \beta_{fs} = DV + T_s * \delta_{fd}$$

【0079】ステップ214に於いては C_f を前輪のコーナリングパワーとし、 C を $(C_f * L_f) / (C_r * L_r)$ として下記の数20に従って後輪の目標スリップ角 β_{rt} が演算される。即ち線形領域に於いては前後輪のスリップ角は上記 C の比になっているので、後輪の目標スリップ角 β_{rt} は C を目標値として限界後輪スリップ角 β_{rl} を越えないよう演算される。

$$【数20】 \beta_{rt} = \beta_{rl} * \tanh(\beta_{fs} * C)$$

【0080】尚後輪の目標スリップ角 β_{rt} は、図12に示されたグラフ、即ち後輪の目標スリップ角 β_{rt} を演算するための基準値 β_{fs} を横軸とし後輪の目標スリップ角 β_{rt} を縦軸とする直交座標に於いて、直線状の傾斜部が原点を通り傾きが C (ほぼ1である) の直線に沿って延在し、上限及び下限がそれぞれ β_{rl} 、 $-\beta_{rl}$ であるグラフに対応するマップより演算されてもよい。

【0081】ステップ216に於いては下記の数21に

従って後輪のスリップ角 β_r が演算され、またその微分値 β_{rd} が演算されると共に、Kを正の定数としてBを $\beta_r + K * \beta_{rd}$ とすると、Bの大きさに応じて下記の数2 2 に従って目標ヨーモーメント M_t の第一の成分 M_1 、即ち後輪のスリップ角 β_{rl} と後輪の目標スリップ角 β_{rt} との偏差に基づく成分が演算される。尚数2 2 及び後述の数2 3 に於いて M_0 は正の定数である。

【0 0 8 2】

$$【数2 1】 \beta_r = \beta + L_r * \gamma / V$$

【数2 2】 $| B | > \beta_{rl}$ のとき

$$M_1 = M_0 * (\beta_r + K * \beta_{rd})$$

$\beta_{rt} < B < \beta_{rl}$ のとき

$$M_1 = \{ \beta_{rl} * M_0 / (\beta_{rl} - \beta_{rt}) \} (\beta_r - \beta_{rt} + K * \beta_{rd})$$

$-\beta_{rl} < B < \beta_{rt}$ のとき

$$M_1 = \{ \beta_{rl} * M_0 / (\beta_{rl} + \beta_{rt}) \} (\beta_r - \beta_{rt} + K * \beta_{rd})$$

【0 0 8 3】 尚目標ヨーモーメント M_t の第一の成分 M_1 は $\beta_r + K * \beta_{rd}$ を横軸とし第一の成分 M_1 を縦軸とする図1 3 に示されたグラフに対応するマップより演算されてもよい。

【0 0 8 4】 ステップ2 1 8 に於いては下記の数2 3 に従って目標ヨーモーメント M_t の第二の成分 M_2 、即ち基準ヨーレート γ_t と実ヨーレート γ の偏差に基づく成分が演算される。

$$【数2 3】 M_2 = M_0 * H * (\gamma_t - \gamma) / V$$

【0 0 8 5】 ステップ2 2 0 に於いてはスピンバリュース V の絶対値に基づき図1 4 に示されたグラフに対応するマップより第二の成分 M_2 の重み W_y が演算され、ステップ2 2 2 に於いては下記の数2 4 に従って第一の成分 M_1 及び第二の成分 M_2 の線形和として目標ヨーモーメント M_t が演算される。

【数2 4】

$$M_t = \mu * C_t * \{ (1 - W_y) * M_1 + W_y * M_2 \}$$

【0 0 8 6】 次に図5に示されたフローチャートを参照して目標付加減速度 dG_{xt} 演算ルーチンについて説明する。

【0 0 8 7】 まずステップ2 5 2 に於いてはスロットル開度 ϕ 又は制動油圧 P_b に基づき図1 5 に示されたグラフに対応するマップより運転者の目標減速度 G_{xt} が演算される。尚図1 5 に於いて P_{bo} はハイドロブースタ1 6 のアシスト限界油圧であり、制動油圧が P_{bo} を越えるときにはハイドロブースタのアシスト切れ方が補正される。

【0 0 8 8】 ステップ2 5 4 に於いては運転者の目標減速度 G_{xt} 及び路面の摩擦係数 μ に基づき図1 6 に示されたグラフに対応するマップより付加減速度の基準値 dG_{xt0} が演算され、ステップ2 5 6 に於いては下記の数2 5 に従って目標付加減速度 dG_{xt} が演算される。

$$【数2 5】 dG_{xt} = \mu * C_t * dG_{xt0}$$

【0 0 8 9】 次に図6に示されたフローチャートを参照して制動力の前輪配分比 K_f 演算ルーチンについて説明する。

【0 0 9 0】 まずステップ3 0 2 に於いては挙動制御中であるか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ3 0 4 に於いて運転者の目標減速度 G_{xt} が正であるか否かの判別、即ち運転者が制動を希望していないか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ3 0 6 に於いて1サイクル前に演算された目標ヨーモーメント M_t が内向き（旋回補助方向）であるか否かの判別、即ち目標ヨーモーメント M_t の符号が横加速度 G_y の方向と同一であるか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ3 0 8 へ進む。尚ステップ3 0 2 ～3 0 6 に於いて否定判別が行われたときにはステップ3 1 8 へ進む。

【0 0 9 1】 ステップ3 0 8 に於いては外輪フラグ F_{out} が1であるか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ3 1 0 に於いて係数 K_{flag} が1にセットされ、否定判別が行われたときにはステップ3 1 2 に於いて係数 K_{flag} が0にリセットされる。尚フラグ F_{out} は打ち抜きのヨーモーメントを発生させるべく旋回内輪を制動させたい状況であるが、旋回内輪の支持荷重が小さく十分な制動力を発生させることができないため、やむを得ず旋回外輪に制動力を与える状況であるか否かに関するものである。ステップ3 1 4 に於いては下記の数2 6 に従って横加速度判定値 G_{yde} が演算される。

$$【数2 6】 G_{yde} = | G_y | + G_{his} * K_{flag}$$

【0 0 9 2】 ステップ3 1 6 に於いては横加速度判定値 G_{yde} が基準値 G_{yo} (正の定数) を越えているか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ3 1 8 に於いて外輪フラグ F_{out} が0にリセットされ、ステップ3 2 0 に於いて後輪配分比 K_r が図1 7 に示されたグラフに対応するマップより演算され、肯定判別が行われたときにはステップ3 2 2 に於いて外輪フラグ F_{out} が1にセットされ、ステップ3 2 4 に於いて後輪配分比 K_r が図1 8 に示されたグラフに対応するマップより演算される。ステップ3 2 6 に於いては前輪配分比 K_f が下記の数2 7 に従って演算される。尚図1 7 及び図1 8 に於いて、 $K_{r1} \sim K_{r7}$ は $K_{r1} = 1 < K_{r2} < K_{r3} < K_{r4} < K_{r5} < K_{r6} < K_{r7} = 1$ を満たす定数である。

$$【数2 7】 K_f = 1 - K_r$$

【0 0 9 3】 次に図7に示されたフローチャートを参照して各輪の目標スリップ率 R_{sti} 演算ルーチンについて説明する。

【0 0 9 4】 まずステップ3 5 2 に於いては外輪フラグ F_{out} が1であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはそのままステップ3 5 6 へ進み、肯定判別が行われたときには制動力の前後配分によりヨーモーメントを制御すべくステップ3 5 4 に於いて目標ヨーモ

ーメント M_t が 0 に設定された後ステップ 356 へ進む。

【0095】ステップ 356 に於いては a を正の定数とし、 dG_{xtf} を $9.8 * M_t * dG_{xt}$ とし、 G_{wy} 及び G_{wx}

$$\begin{aligned} F_{xtfl} &= \{M_t / (T * \cos \delta_f - a * \sin \delta_f) + dG_{xtf}\} \\ &\quad * K_f * (1 - G_y / G_{wy} - G_x / G_{wx}) \\ F_{xtfr} &= \{-M_t / (T * \cos \delta_f + a * \sin \delta_f) + dG_{xtf}\} \\ &\quad * K_f * (1 + G_y / G_{wy} - G_x / G_{wx}) \\ F_{xtrl} &= \{M_t / T + dG_{xtf}\} \\ &\quad * (1 - K_f) * (1 - G_y / G_{wy} + G_x / G_{wx}) \\ F_{xtrr} &= \{-M_t / T + dG_{xtf}\} \\ &\quad * (1 - K_f) * (1 + G_y / G_{wy} + G_x / G_{wx}) \end{aligned}$$

【0096】ステップ 358 に於いては駆動輪（左右後輪）の目標制動力 F_{xtrl} 及び F_{xtrr} があるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ 364 へ進み、肯定判別が行われたときにはトラクションコントロール装置より駆動輪の目標駆動力 F_{xdtrl} 及び F_{xdtrr} の読み込みが行われ、ステップ 362 に於いて駆動輪の目標駆動力が下記の数 29 に従って補正される。

【数 29】 $F_{xtrl} = F_{xtrl} + F_{xdtrl}$

$F_{xtrr} = F_{xtrr} + F_{xdtrr}$

【0097】ステップ 364 に於いては外輪フラグ F_{out} が 1 であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはそのままステップ 370 へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ 366 に於いて G_o を正の定数として下記の数 30 に従って旋回外側前輪の制動力の上限値 F_{xlim} が演算され、ステップ 368 に於いて旋回外側前輪の制動力 F_{xi} の大きさが上限値 F_{xlim} に制限される。尚旋回外側前輪の制動力が高くなりすぎると横力の低下を招き旋回補助方向のヨーモーメントを発生させることができないので、上限値 F_{xlim} はこれを防止するための上限値である。

【数 30】 $F_{xlim} = G_o * \mu * 9.8 * (1 + |G_y| / G_{wy} - G_x / G_{wx})$

【0098】ステップ 370 に於いては各輪の目標制動力 F_{xti} 及び制動力よりスリップ率への換算定数を K_{fs} として下記の数 31 に従って各輪の目標スリップ率 R_{sti} ($i = fl, fr, rl, rr$) が演算される。

【数 31】 $R_{sti} = F_{xtr} * K_{fs}$

【0099】次に図 8 に示されたフローチャートを参照して基準輪選択ルーチンについて説明する。

【0100】まずステップ 402 に於いては外輪フラグ F_{out} が 1 であるか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ 416 へ進み、否定判別が行われたときにはステップ 404 へ進む。ステップ 404 に於いては目標付加減速度 dG_{xt} が負であるか否かの判別、即ち制動油圧の減圧制御時であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ 406 へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ 412 へ進む。

をそれぞれ正の定数とし、T を車両のトレッドとして下記の数 28 に従って各輪の目標制動力 F_{xti} が演算される。

【数 28】

【0101】ステップ 406 に於いては車両の横加速度 G_y と目標ヨーモーメント M_t の積 $G_y * M_t$ が正であるか否かの判別、即ち目標ヨーモーメントが旋回補助方向のヨーモーメントであるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ 408 へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ 410 へ進む。ステップ 412 に於いてもステップ 406 と同様の判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ 414 へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ 416 へ進む。

【0102】ステップ 408 及び 416 に於いては旋回内側前輪の目標スリップ率 R_{fti} が 0 に設定されることにより旋回内側前輪が基準輪に選択され、ステップ 410 及び 414 に於いては旋回外側前輪の目標スリップ率 R_{sti} が 0 に設定されることにより基準輪が旋回外側前輪に設定される。尚旋回内側又は外側の判別は例えば車両のヨーレート $\dot{\theta}$ 又は横加速度 G_y の符号により行われてよい。

【0103】かくして図示の実施形態に於いては、ステップ 100 に於いて車体のスリップ角 β 及び車輪に対する路面の摩擦係数 μ が推定演算され、ステップ 150 に於いて車両のスピニングの度合を示すスピニバリュー SV 及び車両のドリフトアウトの度合を示すドリフトバリュー DV が演算され、これらに基づきそれぞれスピニング制御量 C_s 及びドリフト制御量 C_d が演算され、車両の旋回運動の不安定度合を示すトータル制御量 C_t が二つの制御量の和 C_s 及び C_d として演算される。

【0104】またステップ 200 に於いて目標ヨーモーメント制御量 M_t が演算され、ステップ 250 に於いて目標付加減速度 dG_{xt} が演算され、ステップ 300 に於いて制動力の前輪配分比 K_f が演算され、ステップ 350 に於いて目標ヨーモーメント制御量 M_t 、目標付加減速度 dG_{xt} 及び前輪配分比 K_f に基づき各輪の目標スリップ率 R_{sti} が演算され、ステップ 400 に於いて各輪の制動力を制御するための基準輪が選択され、ステップ 450 に於いて各輪の目標車輪速 V_{wti} が演算され、ステップ 500 に於いてはデューティ比 Dri が演算され、ステップ 550 に於いて各輪の制御弁 50FL ~ 50RR 及

び開閉弁に対し制御信号が output されることによりデューティ比 Dri に応じて各輪の制動圧が制御される。

【0105】特に図6に示されたフローチャートの前輪配分比 Kf 演算ルーチンのステップ314に於いて車輛の横加速度 Gy の大きさに基づく横加速度判定値 Gyde が演算され、横加速度判定値が小さいときには、換言すれば旋回内輪が十分な制動力を発生し得るときには、ステップ318に於いて外輪フラグ Fout が0にリセットされると共にステップ320に於いて後輪配分比 Kr が図17に示されたグラフに対応するマップより演算される。即ちドリフトバリュー DV の絶対値が大きいときには前輪の負担が大きく、スピナリュー SV の絶対値が大きいときには後輪の負担が大きいので、負担の小さい方の車輪の制動力配分が高くなるよう、前後輪の負担の大きさに応じて制動力の前後配分が決定される。また後輪が限界近傍にあるときには後輪の横力を確保すべく前輪の制動力配分が高くなるよう設定される。

【0106】また横加速度判定値が大きいときにはステップ316に於いて肯定判別が行われ、これによりステップ322に於いて外輪フラグ Fout が1にセットされ、ステップ324に於いて後輪配分比 Kr が図18に示されたグラフに対応するマップより演算される。即ち横加速度判定値 Gyde が大きいときには旋回補助方向のヨーモーメントが発生するよう旋回内輪を制動したくても旋回内輪の支持荷重が小さく十分な制動力を発生させることができないため、やむを得ず旋回外輪を制動せざるを得ない。従って後輪の制動力配分が増大されるとオーバステア傾向になる性質を利用し、目標ヨーモーメント Mt の大きさが大きいほどオーバステア傾向になるよう後輪の制動力配分が増大され、また後輪が限界近傍にあるときには前輪の制動力配分が高く設定される。

【0107】従って旋回外輪の支持荷重が十分な値であるときには旋回内輪の制動力の前後配分が最適化されることにより車輛の挙動が安定化され、また旋回内輪の支持荷重が不十分であるときには旋回外輪の制動力が制御されると共にその前後配分比がスピナリュー SV の大きさ及び目標ヨーモーメント Mt の大きさに応じて最適化され、これにより車輛の挙動が安定化される。

【0108】特に図示の実施形態に於いては、横加速度判定値 Gyde は数26に従ってヒステリシスの項を含む値として演算されるので、車輛の横加速度の大小判定が頻繁に切換わることに起因して旋回内輪を制動する状態と旋回外輪を制動する状態とが頻繁に切換わることを防止し、これにより車輛の旋回挙動の制御を安定的に実施することができる。

【0109】また図示の実施形態によれば、旋回内輪の支持荷重が制動力を発生させるに十分な値であるときには、図8に示された基準輪選択ルーチンのステップ402に於いて否定判別が行われ、ステップ404に於いて運転者の制動操作が制動圧を低減する操作であるか否か

の判別が行われる。運転者の制動操作が制動圧低減操作であるときには、ステップ406に於いて目標ヨーモーメント Mt が旋回補助方向であるか否かの判別が行われ、目標ヨーモーメントが旋回補助方向であるときにはステップ410に於いて旋回外側前輪が基準輪に設定され、目標ヨーモーメントが旋回補助方向とは逆方向であるときにはステップ408に於いて旋回内側前輪が基準輪に設定され、その状態にて基準輪以外の車輪の制動力が増大されることにより運転者の希望する減速及び所要のヨーモーメントが確保される。

【0110】逆に運転者の制動操作が制動圧低減操作であるときには、ステップ412に於いて目標ヨーモーメント Mt が旋回補助方向であるか否かの判別が行われ、目標ヨーモーメントが旋回補助方向であるときにはステップ416に於いて旋回内側前輪が基準輪に設定され、目標ヨーモーメントが旋回補助方向とは逆方向であるときにはステップ414に於いて旋回外側前輪が基準輪に設定され、その状態にて基準輪以外の車輪の制動力が低減されることにより運転者の希望する制動圧の低減及び所要のヨーモーメントが確保される。

【0111】更に旋回内輪の支持荷重が十分な制動力を発生させるに足る値でないときには、外輪フラグ Fout が1であるのでステップ402に於いて肯定判別が行われ、ステップ416に於いて旋回内側前輪が基準輪に設定され、これにより旋回外輪の制動力の前後輪配分比が制御されることにより所要のヨーモーメントが確保される。

【0112】また駆動輪は基準輪に設定されないので、トラクションコントロール装置により駆動スリップの制御が行われている状況にて挙動制御により駆動輪に制動力が与えられると、図19に示されている如く旋回挙動制御が開始された直後に駆動輪の目標スリップ率が正の値になって駆動輪の車輪速が急激に低下し、運転者の加速したいという意思に拘らず車速が急激に低下してしまう。

【0113】これに対し図示の実施形態によれば、図7に示された目標スリップ率演算ルーチンのステップ358に於いて駆動輪の目標制動力がある旨の判別が行われると、ステップ360に於いて駆動輪の目標駆動力 Fxd_trl 及び Fxdtrr の読み込みが行われ、ステップ362に於いて駆動輪の目標制動力がステップ356に於いて演算された目標制動力と目標駆動力との和に補正されるので、図20に示されている如く旋回挙動制御の開始時に於ける駆動輪の目標スリップ率が負の値に低減され、これにより駆動輪の車輪速が急激に低下することが確実に防止される。

【0114】また図示の実施形態によれば、ステップ202～212に於いて運転者の希望する旋回度合を示す基準値 β_{fs} が演算され、ステップ214に於いて基準値 β_{fs} に基づき後輪の目標スリップ角 β_{rt} が演算され、ス

ステップ216に於いて後輪の目標ヨーモーメントMtの第一の成分M1が後輪のスリップ角 β_r 及び後輪のスリップ角速度 β_{rd} に基づき後輪のスリップ角 β_r を目標スリップ角 β_{rt} とするためのヨーモーメントのPD制御量として演算されるので、後輪のスリップ角を運転者の希望する旋回度合により定まる目標スリップ角とするヨーモーメントが車輛に与えられるよう各輪の制動力を制御することができ、これによりスピニ又はドリフトアウトが単独で発生する状況は勿論のこと、これらが同時に発生する状況に於いても車輛の旋回挙動を適切に制御することができる。

【0115】またこの場合ステップ218に於いて目標ヨーモーメントMtの第二の成分M2がヨーレート偏差に基づいて演算され、ステップ222に於いて目標ヨーモーメントMtが第一の成分M1と第二の成分M2との線形和として演算されるが、第二の成分の重みWyはスピニバリューSVの絶対値が高い領域に於いては該絶対値の増大につれて漸次小さくなるよう演算されるので、スピニの程度が低いときには第二の成分M2の比重を高くして目標ヨーモーメントMtを演算し、これによりドリフトアウトを良好に低減することができ、逆にスピニの程度が高いときには第一の成分M1の比重を高くして目標ヨーモーメントを演算し、これによりスピニを確実に低減することができる。

【0116】またステップ202～210に於いて限界後輪スリップ角 β_{rl} はトラクションコントロール中であり後輪に制動力が与えられているときには小さく演算され、また限界後輪スリップ角 β_{rl} は後輪の制駆動トルクTrが高いほど小さく演算され、後輪の目標スリップ角 β_{rt} は限界後輪スリップ角 β_{rl} を上限値として演算されるので、トラクションコントロール中である場合や後輪の制駆動トルクが高い状況に於いて後輪の目標スリップ角 β_{rt} が過剰な値に演算されることを防止し、これにより目標ヨーモーメントMtを適正に演算することができる。

【0117】また図示の実施形態によれば、ステップ214に於いて演算される後輪の目標スリップ角 β_{rt} の演算の基準値 β_{fs} はステップ212に於いて数18又は数19に従って演算されることにより、前輪の実舵角速度 δ_{fd} が高いほど基準値 β_{fs} の位相進みが大きくなるよう演算され、これにより目標スリップ角 β_{rt} の位相進みが大きくなるよう演算され、従って運転者により比較的速い操舵操作が行われる場合にも応答遅れなく車輛に所要のヨーモーメントが与えられるよう各輪の制動力を制御することができる。

【0118】また目標ヨーモーメントMtはステップ222に於いて路面の摩擦係数 μ を第一の成分M1及びM2の線形和に対する係数として演算されるので、路面の摩擦係数が低いほど小さい値に演算され、このことによっても路面の摩擦係数に応じて目標ヨーモーメントを適

切に演算することができる。

【0119】また図示の実施形態によれば、ステップ152～168に於いて車輛の旋回挙動の不安定度合を示すトータル制御量Ctが演算され、ステップ222に於いてトータル制御量が高いほど目標ヨーモーメントMtが大きくなるよう演算されるので、車輛の旋回挙動の不安定度合が高いほど車輛に大きいヨーモーメントを与えることができ、これにより旋回挙動の不安定度合が高い場合にも旋回挙動を確実に安定化させることができる。

【0120】また図示の実施形態によればステップ152に於いて線形理論に於いて車体のスリップ角が0になる位置Poまでの車輛の重心Pgからの前後方向の距離Zpが演算され、ステップ154に於いて位置Poよりそれぞれ車輛前後方向にLp/2の範囲内に於いて車体のスリップ角が最小値になる位置までの車輛の重心Pgからの前後方向の距離 α が演算され、この α に基づいてステップ156により車体のスリップ角 β_s が演算されるので、車体のスリップ角が車輛の重心に於けるスリップ角として演算される場合に比して、スピニバリューSVを正確に演算し、これにより車輛の不安定度合を示すトータル制御量Ctを正確に演算することができる。

【0121】以上に於ては本発明を特定の実施形態について詳細に説明したが、本発明は上述の実施形態に限定されるものではなく、本発明の範囲内にて他の種々の実施形態が可能であることは当業者にとって明らかであろう。

【0122】例えば図示の実施形態に於いてはステップ216に於いて目標ヨーモーメントMtの第一の成分M1は後輪のスリップ角 β_r 及びその微分値 β_{rd} に基づき演算されるようになっているが、微分値 β_{rd} の代わりに車体のスリップ角の微分値 β_{sd} が使用されてもよい。

【0123】

【発明の効果】以上の説明より明らかである如く、本発明の請求項1の構成によれば、スピニ状態量及びドリフトアウト状態量の両者がそれぞれ所定値以上のときにはスピニ状態量及びドリフトアウト状態量に基づき制動力の前後輪配分比が演算され、前後輪配分比に基づき目標制動力が補正され、補正された目標制動力に基づき各輪の制動力が制御されるので、スピニ又はドリフトアウトが単独で発生する状況は勿論のこと、これらが同時に発生する状況に於いても車輛の旋回挙動を適切に制御することができる。

【0124】また請求項2の構成によれば、旋回内輪の支持荷重が小さく且つ車輛に旋回補助方向のヨーモーメントを与えるべきときには、旋回外側前後輪の制動力が制御されることにより所要のヨーモーメントが車輛に与えられるので、旋回内輪の支持荷重が小さくても車輛の旋回挙動を確実に安定化させることができる。

【0125】また請求項3の構成によれば、運転者の希望する減速度Gxtが高いほど小さくなるよう目標付加

減速度 dG_{xt} が演算され、制動手段は目標ヨーモーメント M_t と目標付加減速度 dG_{xt} との線形和に応じて制御されるので、運転者の希望する減速を達成しつつ、運転者の希望する減速度合が高い場合に各輪の制動力が過剰になって車輪の横力が低下することに起因する挙動の悪化を確実に防止することができ、また目標付加減速度 dG_{xt} が負であり且つ車輛に旋回補助方向のヨーモーメントを与えるべきときには、換言すれば車輛に旋回補助方向のヨーモーメントが与えられるべき状況に於いて制動圧が運転者により減圧されるときには、目標制動力は旋回内輪を基準輪として演算され、これにより各輪の制動力が低減されると共に旋回外輪の制動力が旋回内輪の制動力よりも小さくされるので、運転者の希望する減速を達成しつつ旋回挙動を安定化させることができる。

【0126】また請求項4の構成によれば、運転者により駆動輪の駆動力が操作されているときには目標駆動力と目標制動力との線形和に基づき駆動輪の制動力が制御されるので、旋回挙動制御が開始時しても駆動輪の車輪速が急に低下して加速不能になることがなく、これにより運転者が加速できないことに対し不満感を覚えることを確実に防止することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明による挙動制御装置の一つの実施形態の油圧回路及び電気式制御装置を示す概略構成図である。

【図2】本発明による挙動制御装置の一つの実施形態により達成される挙動制御の概要を示すゼネラルフローチャートである。

【図3】図示の実施形態に於けるスピニバリューSV及びドリフトバリューDVの演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図4】図示の実施形態に於ける目標ヨーモーメント M_t の演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図5】図示の実施形態に於ける目標付加減速度 dG_{xt} の演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図6】図示の実施形態に於ける制動力の前輪配分比 K_f の演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図7】図示の実施形態に於ける各輪の目標スリップ率 R_{sti} の演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図8】図示の実施形態に於ける基準輪選択ルーチンを示すフローチャートである。

【図9】スピニバリューSVの絶対値とスピニ制御量 C_s との間の関係を示すグラフである。

【図10】ドリフトバリューDVの絶対値とドリフト制御量 C_d との間の関係を示すグラフである。

【図11】後輪の制動トルク T_r と係数 K_t との間の関係を示すグラフである。

【図12】後輪の目標スリップ角を演算するための基準値 β_{fs} と後輪の目標スリップ角 β_{rt} との間の関係を示すグラフである。

【図13】 $\beta_r + K * \beta_{rd}$ と目標ヨーモーメントの第一の成分 M_1 との間の関係を示すグラフである。

【図14】スピニバリューSVの絶対値と第二の成分 M_2 の重み W_y との間の関係を示すグラフである。

【図15】スロットル開度 ϕ 及び制動油圧 P_b と運転者の目標減速度 G_{xt} との間の関係を示すグラフである。

【図16】 G_{xt}/μ と付加減速度の基準値 dG_{xt0} との間の関係を示すグラフである。

【図17】スピニバリューSVの絶対値及びドリフトバリューDVの絶対値と制動力の後輪配分比 K_r との間の関係を示すグラフである。

【図18】スピニバリューSVの絶対値及び目標ヨーモーメント M_t の絶対値と制動力の後輪配分比 K_r との間の関係を示すグラフである。

【数19】駆動輪の目標駆動力による目標制動力の補正が行われない場合に於ける駆動輪の車輪速及び目標スリップ率の変化を示すグラフである。

【図20】駆動輪の目標駆動力による目標制動力の補正が行われる場合に於ける駆動輪の車輪速及び目標スリップ率の変化をグラフである。

【図21】 $-V * \beta / \gamma$ と距離 α との間の関係を示すグラフである。

【図22】線形理論に於いて車体のスリップ角が0になる位置までの車輛の中心からの前後方向の距離 Z_p を示す説明図である。

【符号の説明】

1 0 … 制動装置

1 4 … マスターシリング

1 6 … ハイドロブースタ

2 0、2 2、3 2、3 4…ブレーキ油圧制御装置

2 8、5 0FL、5 0FR…制御弁

4 2、4 4…切換弁

4 4FL、4 4FR、6 4RL、6 4RR…ホイールシリンダ

5 4FL、5 4FR、6 0RL、6 0RR…開閉弁

5 6FL、5 6FR、6 2RL、6 2RR…開閉弁

7 0…電気式制御装置

7 6…車速センサ

7 8…横加速度センサ

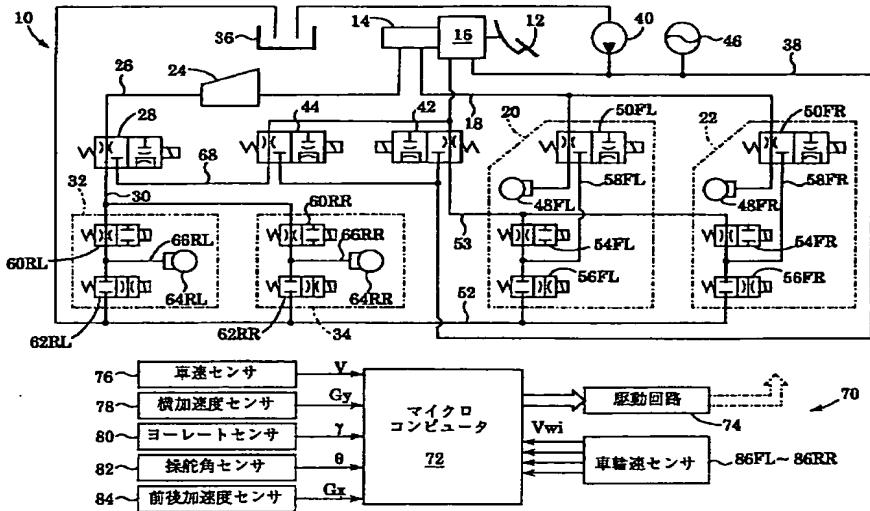
8 0…ヨーレートセンサ

8 2…操舵角センサ

8 4…前後加速度センサ

8 6FL~8 6RR…車輪速センサ

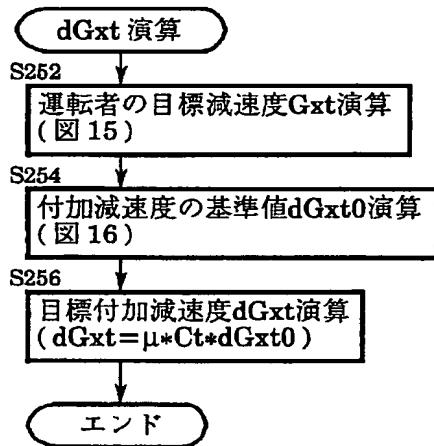
【図 1】



【図 5】

【図 9】

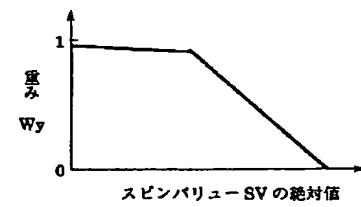
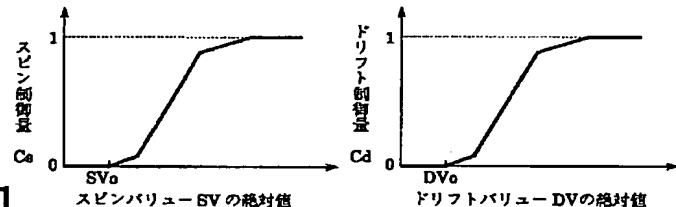
【図 10】



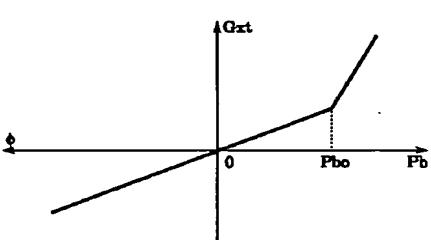
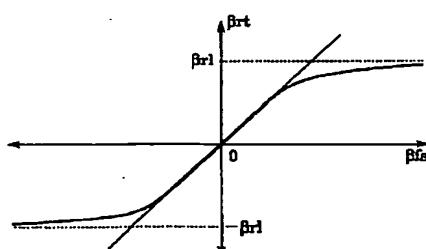
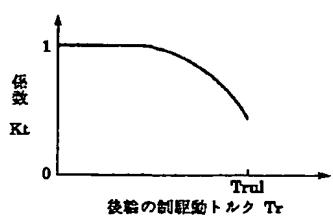
【図 11】

【図 12】

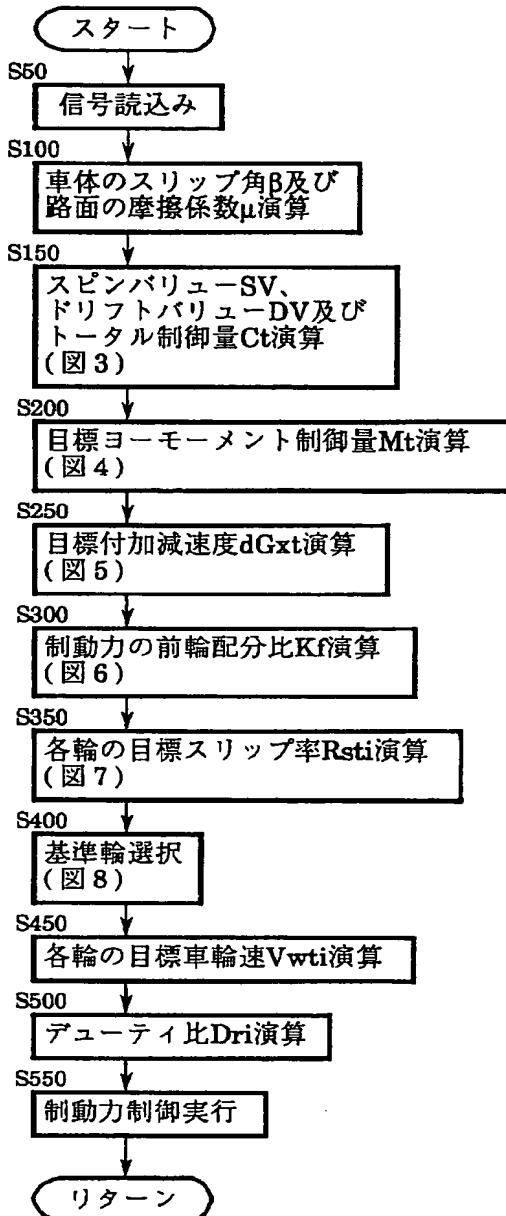
【図 14】



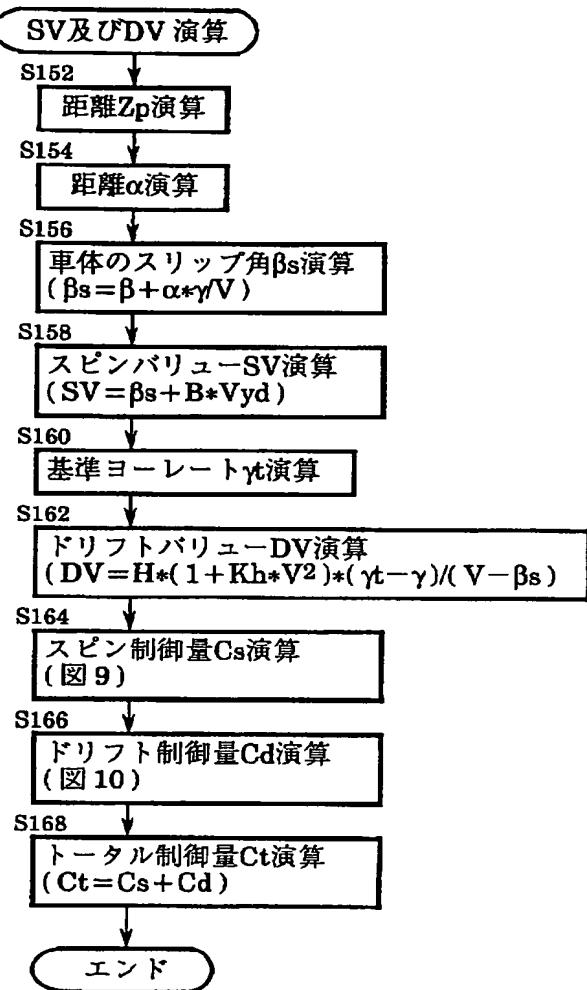
【図 15】



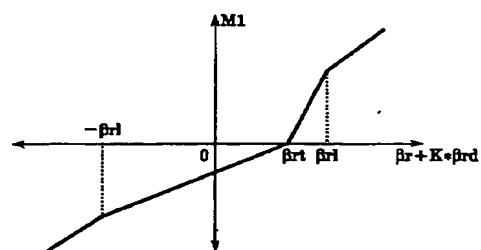
【図2】



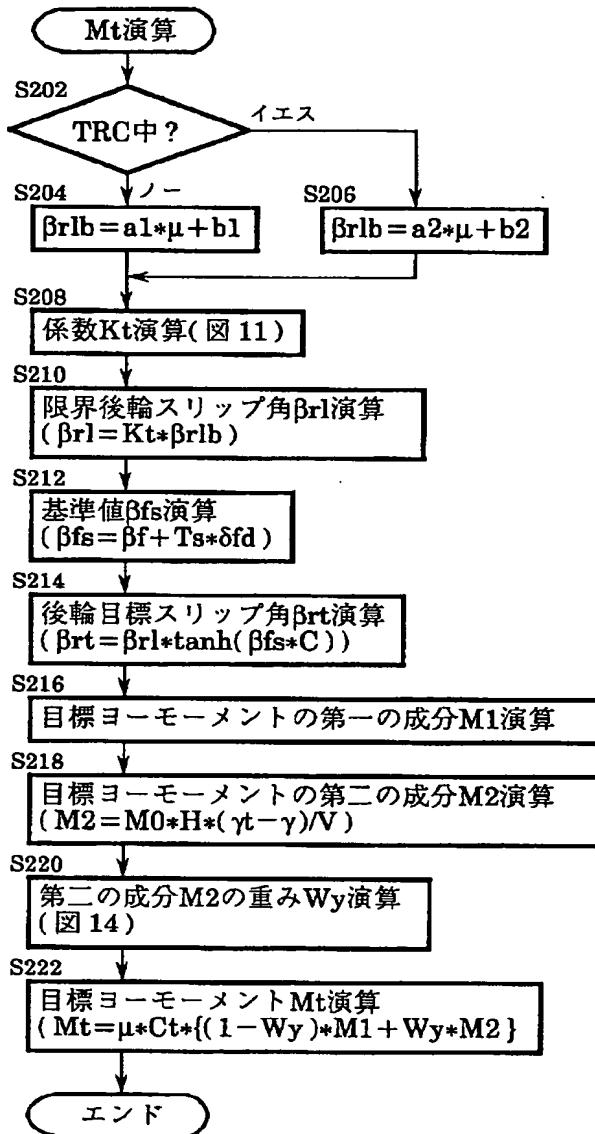
【図3】



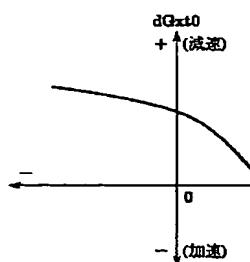
【図13】



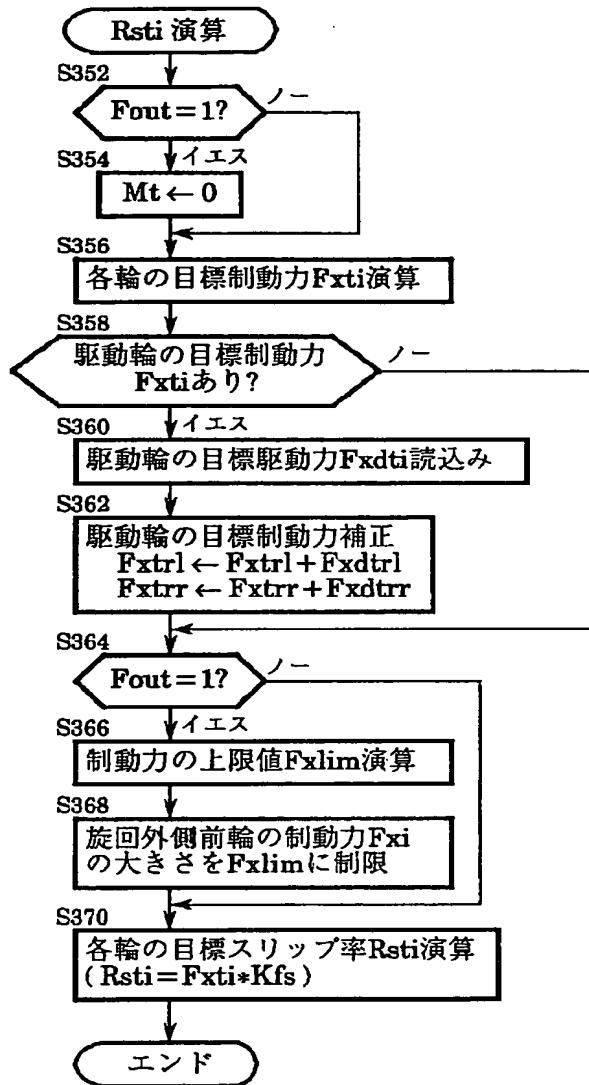
【図 4】



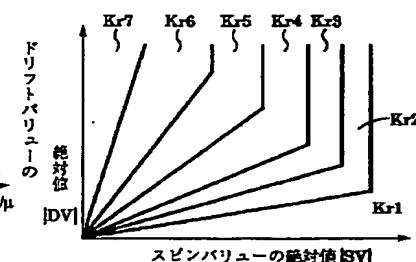
【図 16】



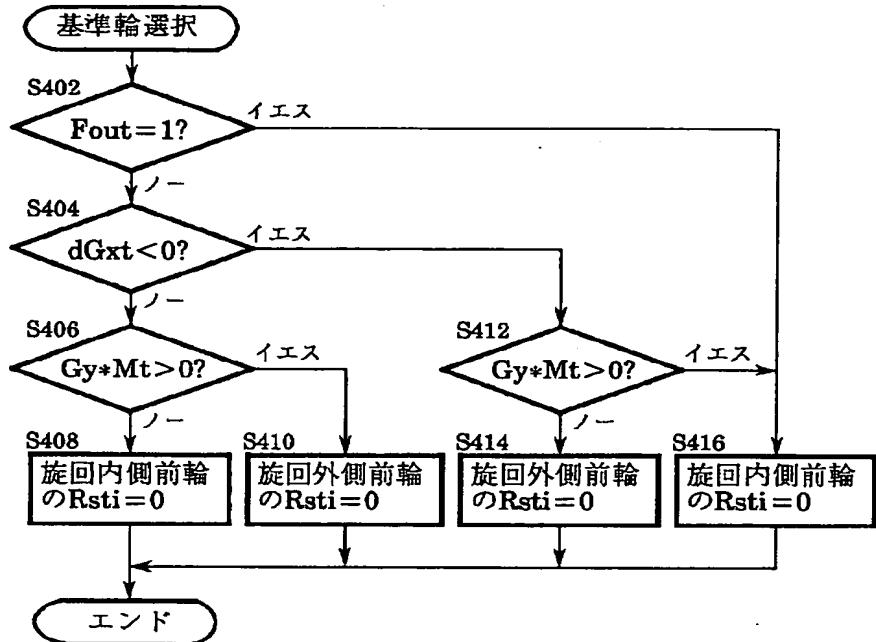
【図 7】



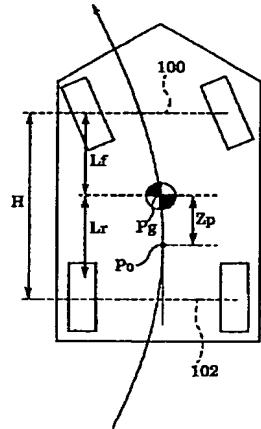
【図 17】



【図 8】

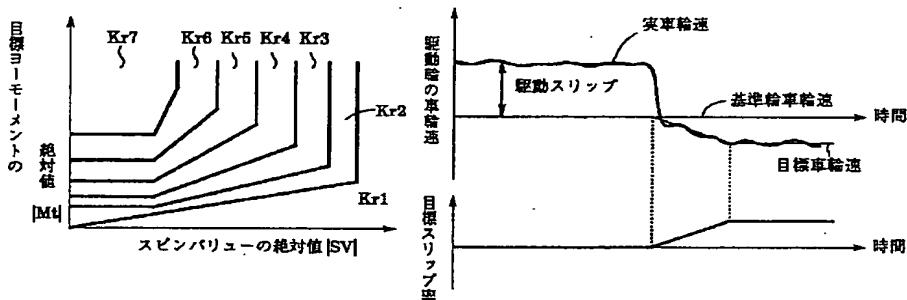


【図 22】



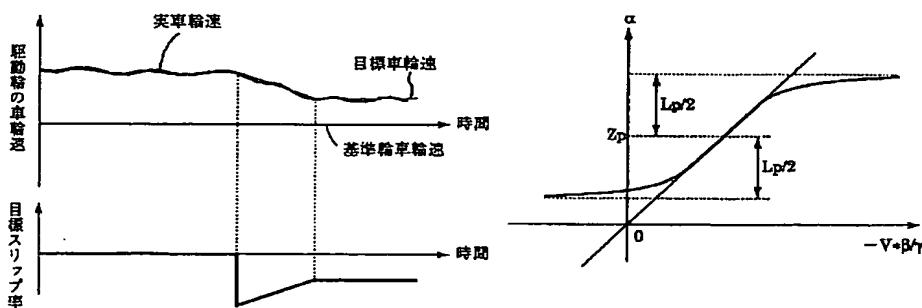
【図 18】

【図 19】

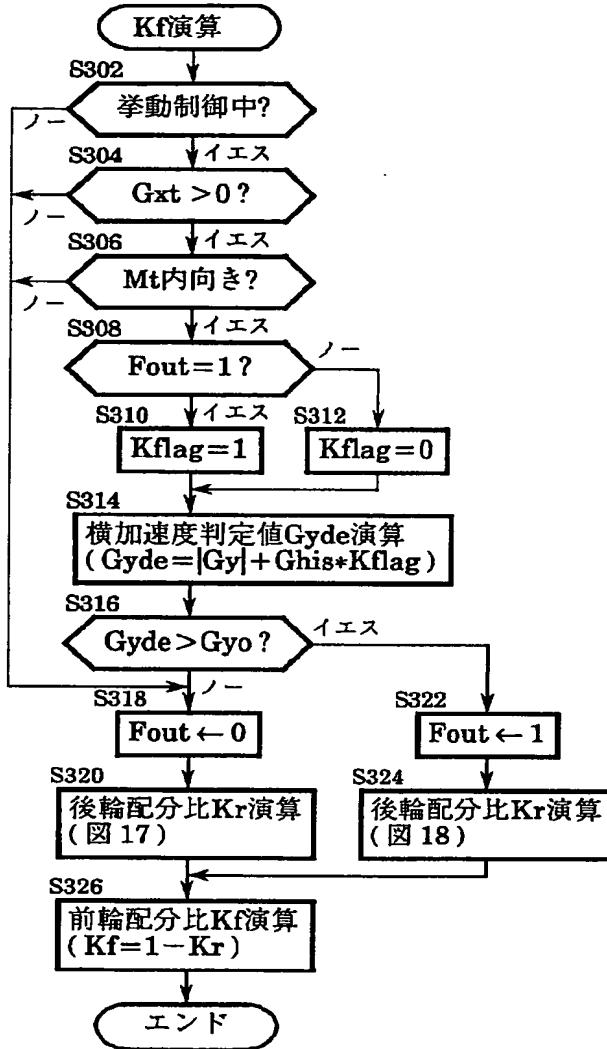


【図 20】

【図 21】



【図6】



【手続補正書】

【提出日】平成8年3月22日

【手続補正1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】図面の簡単な説明

【補正方法】変更

【補正内容】

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明による挙動制御装置の一つの実施形態の油圧回路及び電気式制御装置を示す概略構成図である。

【図2】本発明による挙動制御装置の一つの実施形態により達成される挙動制御の概要を示すゼネラルフローチャートである。

ヤートである。

【図3】図示の実施形態に於けるスピニバリューSV及びドリフトバリューDVの演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図4】図示の実施形態に於ける目標ヨーモーメントMtの演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図5】図示の実施形態に於ける目標付加減速度dGx tの演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図6】図示の実施形態に於ける制動力の前輪配分比Kfの演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図7】図示の実施形態に於ける各輪の目標スリップ率

$R_{st,i}$ の演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図 8】 図示の実施形態に於ける基準輪選択ルーチンを示すフローチャートである。

【図 9】 スピンバリュー SV の絶対値とスピン制御量 C_s との間の関係を示すグラフである。

【図 10】 ドリフトバリュー DV の絶対値とドリフト制御量 C_d との間の関係を示すグラフである。

【図 11】 後輪の制駆動トルク T_r と係数 K_t との間の関係を示すグラフである。

【図 12】 後輪の目標スリップ角を演算するための基準値 β_{fs} と後輪の目標スリップ角 β_{rt} との間の関係を示すグラフである。

【図 13】 $\beta_{rt} + K * \beta_{rd}$ と目標ヨーモーメントの第一の成分 M_1 との間の関係を示すグラフである。

【図 14】 スピンバリュー SV の絶対値と第二の成分 M_2 の重み W_y との間の関係を示すグラフである。

【図 15】 スロットル開度 ϕ 及び制動油圧 P_b と運転者の目標減速度 $G_x t$ との間の関係を示すグラフである。

【図 16】 $G_x t / \mu$ と付加減速度の基準値 $d G_x t_0$ との間の関係を示すグラフである。

【図 17】 スピンバリュー SV の絶対値及びドリフトバリュー DV の絶対値と制動力の後輪配分比 K_r との間の関係を示すグラフである。

【図 18】 スピンバリュー SV の絶対値及び目標ヨーモーメント M_t の絶対値と制動力の後輪配分比 K_r との間の関係を示すグラフである。

【図 19】 駆動輪の目標駆動力による目標制動力の補正が行われない場合に於ける駆動輪の車輪速及び目標スリップ率の変化を示すグラフである。

【図 20】 駆動輪の目標駆動力による目標制動力の補正が行われる場合に於ける駆動輪の車輪速及び目標スリップ率の変化をグラフである。

【図 21】 $-V * \beta / \gamma$ と距離 α との間の関係を示すグラフである。

【図 22】 線形理論に於いて車体のスリップ角が 0 になる位置までの車輌の中心からの前後方向の距離 Z_p を示す説明図である。

【符号の説明】

1 0 … 制動装置

1 4 … マスターシリング

1 6 … ハイドロブースタ

2 0、2 2、3 2、3 4 … ブレーキ油圧制御装置

2 8、5 0 F L、5 0 F R … 制御弁

4 2、4 4 … 切換弁

4 4 F L、4 4 F R、6 4 R L、6 4 R R … ホイールシリンダ

5 4 F L、5 4 F R、6 0 R L、6 0 R R … 開閉弁

5 6 F L、5 6 F R、6 2 R L、6 2 R R … 開閉弁

7 0 … 電気式制御装置

7 6 … 車速センサ

7 8 … 横加速度センサ

8 0 … ヨーレートセンサ

8 2 … 操舵角センサ

8 4 … 前後加速度センサ

8 6 F L ~ 8 6 R R … 車輪速センサ